



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 597 138 A1**

12

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 92119124.3

51 Int. Cl.<sup>5</sup>: F23R 3/02, F23M 13/00

22 Anmeldetag: 09.11.92

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
18.05.94 Patentblatt 94/20

84 Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IE IT LI LU MC  
NL PT SE

71 Anmelder: ASEA BROWN BOVERI AG  
Haselstrasse  
CH-5401 Baden(CH)

72 Erfinder: Aigner, Manfred, Dr.  
Lindenhof 23  
CH-5430 Wettingen(CH)  
Erfinder: Urech, Raphael  
Engenbühl 64  
CH-5705 Hallwil(CH)  
Erfinder: Wetter, Hugo  
Suhrhardweg 8  
CH-5033 Buchs(CH)

7A Vertreter: Klein, Ernest  
ABB Management AG,  
Abt. TEI Immaterialgüterrecht  
CH-5401 Baden (CH)

54 Gasturbinen-Brennkammer.

57 Bei einer Gasturbinenbrennkammer mit einem ringförmigen Verbrennungsraum ist der Brennkammereintritt mit einer Mehrzahl von in Umfangsrichtung gleichmässig verteilten Brennern bestückt, die an einer Frontplatte befestigt sind. Im Bereich der Brenner sind gespülte, aus Zuführrohr (51), Resonanzvolumen (50) und Dämpfungsrohr (52) bestehende Helmholtzdämpfer (21) angeordnet. Die Dämpfungsrohre (52) sind austauschbar gestaltet, wozu die Wandungen des Verbrennungsraums mit einem Mannloch versehen sind.

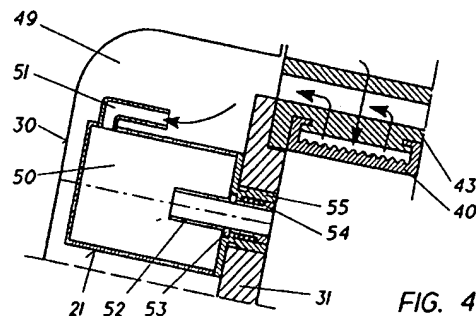


FIG. 4

EP 0 597 138 A1

## Technisches Gebiet

Die Erfindung betrifft eine Gasturbinenbrennkammer mit einem ringförmigen Verbrennungsraum, dessen Wandungen sich vom Brennkammer-  
eintritt bis zum Eintritt der Gasturbine erstrecken, und bei der der Brennkammer-eintritt mit einer Mehrzahl von in Umfangsrichtung gleichmässig verteilten Brennern bestückt ist, die an einer Frontplatte befestigt sind.

## Stand der Technik

Für die schadstoffarme Verbrennung eines gasförmigen oder flüssigen Brennstoffs hat sich in letzter Zeit die sogenannte "magere Vormischverbrennung" durchgesetzt. Dabei werden der Brennstoff und die Verbrennungsluft möglichst gleichmässig vorgemischt und erst dann der Flamme zugeführt. Wird dies mit hohem Luftüberschuss vollzogen, wie dies bei Gasturbinenanlagen üblich ist, so entstehen relativ niedrige Flammentemperaturen, was wiederum zu der gewünschten, geringen Bildung von Stickoxyden führt.

Brennkammern der eingangs genannten Art sind bekannt aus der EP-A1-387 532. Die Frontplatte wird dabei von einer einzigen Wand gebildet, an welcher Vormischbrenner der Doppelkegelbauart angeordnet sind.

Moderne hochbelastete Gasturbinen erfordern zunehmend komplexere und wirkungsvollere Kühlmethoden. Um niedrige NO<sub>x</sub>-Emissionen zu erzielen, wird versucht, einen zunehmenden Anteil der Luft durch die Brenner selbst zu leiten. Dieser Zwang zur Reduktion der Kühlluftströme ergibt sich aber auch aus Gründen, die mit der zunehmenden Heissgastemperatur beim Eintritt einer modernen Gasturbine in Zusammenhang stehen. Weil auch die Kühlung der übrigen Anlagenteile wie Beschaukelung, Maschinenwelle etc. immer schärferen Anforderungen genügen muss, und weil die Heissgastemperaturen, die im Interesse eines hohen thermischen Wirkungsgrades immer weiter gesteigert werden, auch direkt zu einer stark erhöhten thermischen Belastung der Brennkammerwände führen, muss mit der Brennkammerkühlluft sehr sparsam umgegangen werden. Diese Anforderungen führen in aller Regel zu mehrstufigen Kühltechniken, wobei der Druckverlustbeiwert, d.h. der durch die Kühlung verursachte Gesamtdruckabfall dividiert durch einen Staudruck beim Kühlluft-eintritt in die Brennkammer, recht hoch sein kann.

Gasturbinenbrennkammern mit luftgekühlten Flammrohren sind ebenfalls bekannt, bspw. aus der US 4,077,205 oder der US 3,978,662. Das Flammrohr ist im wesentlichen aus sich in Turbinenachsrichtung überlappenden Wandteilen aufgebaut. Die Wandteile weisen an ihrer dem Verbrennungsraum

abgewandten Seite jeweils mehrere, über dem Umfang verteilte Einlassöffnungen auf, über die Luft in einen im Flammrohr angeordneten und mit dem Verbrennungsraum kommunizierenden Verteilraum eingeleitet wird. Beim dortigen Kühlsystem weist das jeweilige Flammrohr eine Lippe auf, die sich über den Schlitz erstreckt, durch den der Kühlluftfilm austritt. Dieser Kühlluftfilm soll an der Wand des Flammrohres haften, um für dieses eine kühlende Sperrschicht zu bilden.

Die oben erwähnten bekannten Gasturbinenbrennkammern weisen nunmehr den Nachteil auf, dass der Luftverbrauch für Kühlzwecke viel zu hoch ist und dass infolge der Einspeisung der Kühlluft in das Flammrohrinnere stromabwärts der Flamme diese Luft dem eigentlichen Verbrennungsprozess nicht zur Verfügung steht. Die Brennkammer kann demzufolge nicht mit der erforderlichen hohen Luftüberschusszahl gefahren werden.

Bei konventionellen Brennkammern spielt die Kühlung in der Regel eine äusserst wichtige Rolle für die Schalldämpfung der Brennkammer. Die oben erwähnte Reduktion des Kühlluftmassenstroms gepaart mit einem stark erhöhten Druckverlustbeiwert der gesamten Brennkammerwandkühlung führt nun zu einer fast völligen Unterdrückung der Schalldämpfung. Die Folge dieser Entwicklung ist ein zunehmender Vibrationspegel in modernen LOW-NO<sub>x</sub>-Brennkammern.

## Darstellung der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei einer Gasturbinenbrennkammer der eingangs genannten Art bei minimalstem Kühlluftverbrauch durch Dämpfung der thermoakustisch angefachten Schwingungen die Schalldämpfung einer Brennkammer wesentlich zu verstärken.

Erfindungsgemäss wird dies dadurch erreicht, dass im Bereich der Brenner gespülte, aus Zuführrohr, Resonanzvolumen und Dämpfungsrohr bestehende Helmholtzdämpfer angeordnet sind.

Der Vorteil der Erfindung ist unter anderem darin zu sehen, dass durch die Nähe des Helmholtzdämpfers zu den Verbrennungszonen die in den Flammenfronten entstehenden thermoakustischen Schwingungen besonders intensiv gedämpft werden.

Es ist besonders zweckmässig, wenn die Dämpfungsrohre in den Helmholtzdämpfern austauschbar gestaltet sind, und wenn hierzu die Wandungen des Verbrennungsraums mit einem Mannloch versehen sind. Ohne die Maschine abdecken zu müssen, können dadurch die Dämpfer auf die im Brennraum festgestellte, zu dämpfende Schwingung abgestimmt werden.

### Kurze Beschreibung der Zeichnung

In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand einer einwelligen axialdurchströmten Gasturbine dargestellt.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Teillängsschnitt der Gasturbine;
- Fig. 2 ein vergrößerter Ausschnitt der Primärzone der Brennkammer;
- Fig. 3 einen Teilquerschnitt durch die Primärzone der Brennkammer nach Linie 3-3 in Fig. 2;
- Fig. 4 einen Längsschnitt eines Helmholtzresonators.

Es sind nur die für das Verständnis der Erfindung wesentlichen Elemente gezeigt. Nicht dargestellt sind von der Anlage beispielsweise das vollständige Abgasgehäuse mit Abgasrohr und Kamin sowie die Eintrittspartien des Verdichterteils. Die Strömungsrichtung der Arbeitsmittel ist mit Pfeilen bezeichnet.

### Weg zur Ausführung der Erfindung

Die Anlage, von der in Fig. 1 nur die oberhalb der Maschinenachse 10 liegende Hälfte dargestellt ist, besteht gasturbinenseitig (1) im wesentlichen aus dem mit Laufschaufeln beschaufelten Rotor 11 und dem mit Leitschaufeln bestückten Schaufelträger 12. Der Schaufelträger 12 ist über Vorsprünge in entsprechenden Aufnahmen im Turbinengehäuse 13 eingehängt. An das Turbinengehäuse 13 ist das Abgasgehäuse 14 angeflanscht.

Im dargestellten Fall umfasst das Turbinengehäuse 13 ebenfalls den Sammelraum 15 für die verdichtete Brennluft. Aus diesem Sammelraum gelangt ein Teil der Brennluft durch eine gelochte Abdeckung 30 in Pfeilrichtung direkt in die Ringbrennkammer 3 ein, welche ihrerseits in den Turbineneinlass, d.h. stromaufwärts der ersten Leitreihe mündet. In den Sammelraum gelangt die verdichtete Luft aus dem Diffusor 22 des Verdichters 2. Von letzterem sind lediglich die vier letzten Stufen dargestellt. Die Laufbeschaufelung des Verdichters und der Turbine sitzen auf der gemeinsamen Welle 11. Deren Mittelachse stellt die Längsachse 10 der Gasturbineneinheit dar.

Die Brennkammer 3 ist an ihrem Kopfende mit Vormischbrennern 20 bestückt, wie sie beispielsweise aus der EP-A1-387 532 bekannt sind. Bei einem solchen in Fig. 2 nur schematisch dargestellten Vormischbrenner handelt es sich um einen sogenannte Doppelkegelbrenner. Im wesentlichen besteht er aus zwei hohlen, kegelförmigen Teilkörpern 26, 27 die in Strömungsrichtung ineinandergeschachtelt sind. Dabei sind die jeweiligen Mittelachsen der beiden Teilkörper gegeneinander versetzt. Die benachbarten Wandungen der beiden

Teilkörper bilden in deren Längserstreckung tangentiale Schlitze 28 für die Verbrennungsluft, die auf diese Weise in das Brennerinnere gelangt. Dort ist eine Brennstoffdüse 29 für flüssigen Brennstoff angeordnet. Der Brennstoff wird in einem spitzen Winkel in die Hohlkegel eingedüst. Das entstehende kegelige Flüssigbrennstoffprofil wird von der tangential einströmenden Verbrennungsluft umschlossen. In axialer Richtung wird die Konzentration des Brennstoffes fortlaufend infolge der Vermischung mit der Verbrennungsluft abgebaut. Der Brenner kann ebenfalls mit gasförmigem Brennstoff betrieben werden. Hierzu sind im Bereich der tangentialen Schlitze in den Wandungen der beiden Teilkörper in Längsrichtung verteilte Gaseinströmöffnungen vorgesehen. Im Gasbetrieb beginnt die Gemischbildung mit der Verbrennungsluft somit bereits in der Zone der Eintrittsschlitze 28. Es versteht sich, dass auf diese Weise auch ein Mischbetrieb mit beiden Brennstoffarten möglich ist. Am Brenneraustritt stellt sich eine möglichst homogene Brennstoffkonzentration über dem beaufschlagten kreisförmigen Querschnitt ein. Es entsteht am Brenneraustritt eine definierte kalottenförmige Rückströmzone, an deren Spitze die Zündung erfolgt.

Anlässlich der Verbrennung erreichen die Verbrennungsgase sehr hohe Temperaturen, was besondere Anforderungen an die zu kühlenden Brennkammerwandungen darstellt. Dies gilt umso mehr, wenn sogenannte Low NO<sub>x</sub>-Brenner, beispielsweise die hier zugrundegelegten Vormischbrenner zur Anwendung gelangen, welche bei relativ bescheidenen Kühlluftmengen grosse Flammrohroberflächen erfordern. Stromabwärts der Brennermündungen erstreckt sich der ringförmige Verbrennungsraum bis zum Turbineneintritt. Er ist sowohl innen als auch aussen begrenzt durch zu kühlende Wandungen, welche in der Regel als selbsttragende Strukturen konzipiert sind.

Die vorliegende Brennkammer ist mit 72 der genannten Brenner 20 bestückt. Aus Fig. 3, welches einen Viertelkreisausschnitt zeigt, ist deren Anordnung erkennbar. Je zwei Brenner sind radial übereinanderliegend auf einem Frontsegment 31 angeordnet. 36 von diesen aneinanderliegenden Frontsegmenten bilden einen geschlossenen Kreisring, welcher auf diese Art einen Hitzeschild bildet. Die beiden Brenner von benachbarten Frontsegmenten sind jeweils radial versetzt. Dies bedeutet, dass der radial äussere Brenner jedes zweiten Frontsegmentes unmittelbar an die äussere Ringwand der Brennkammer angrenzt, wie dies auch in Fig. 3 erkennbar ist. Die radial inneren Brenner der andern Frontsegmente sind demnach in unmittelbarer Nähe der inneren Ringwand angeordnet. Hieraus ergibt sich eine ungleichmässige thermische Belastung der entsprechenden Ringwände über

dem Umfang.

Am freien, nicht mit einem Brenner belegten Ende jedes Frontsegmentes 31 ist nunmehr zur Schalldämpfung der Brennkammer ein gespülter Helmholtzresonator 21 untergebracht. Gemäss Fig. 4 besteht ein solcher Helmholtzdämpfer im wesentlichen aus dem eigentlichen Resonanzvolumen 50, einer Lufteinlassöffnung zum Helmholtzvolumen, die hier als Zuführrohr 51 ausgebildet ist, sowie einem in das Brennkammerinnere mündenden Dämpfungsrohr 52. Die Spülluft bezieht der Dämpfer aus dem Kopfraum 49.

Zur Funktionsfähigkeit des Helmholtzresonators sind die Zuführrohre 51 so dimensioniert, dass sie für die Luftströmung einen relativ hohen Druckabfall verursachen. Durch die Dämpfungsrohre 52 hingegen gelangt die Luft bei niedrigem Restdruckabfall in das Brennkammerinnere. Die Begrenzung des Druckabfalls in den Dämpfungsrohren ergibt sich aus der Forderung, dass auch bei ungleichmässiger Druckverteilung auf der Innenseite der Brennkammerwand stets eine ausreichende Luftströmung in die Brennkammer hinein gewährleistet bleibt. Selbstverständlich darf an keiner Stelle Heissgas in umgekehrter Richtung in das Helmholtzresonator eindringen.

Die Wahl der Grösse des Helmholtzvolumens 50 ergibt sich aus der Forderung, dass der Phasenwinkel zwischen den Schwankungen der Dämpfungsluft-Massenströme durch die Zufuhr- und Dämpfungsrohre grösser oder gleich  $\pi/2$  sein soll. Für eine harmonische Schwingung mit vorgegebener Frequenz auf der Innenseite der Brennkammerwand bedeutet diese Forderung, dass das Volumen mindestens so gross sein soll, dass die Helmholtz-Frequenz des Resonators, der durch das Volumen 50 und die Öffnungen 51 und 52 gebildet wird, mindestens die Frequenz der zu dämpfenden Brennkammerschwingung erreicht. Daraus folgt ausserdem, dass das Volumen des verwendeten Helmholtzresonators vorzugsweise auf die tiefste Eigenfrequenz des Brennraumes ausgelegt wird. Möglich ist auch die Wahl eines noch grösseren Volumens. Dadurch wird erreicht, dass eine Druckschwankung auf der Innenseite des Brennraumes zu einer stark gegenphasigen Schwankung des Luftmassenstromes führt, weil ja jetzt die Schwankungen der Dämpfungsluft-Massenströme durch die Zuführrohre und die Dämpfungsrohre nicht mehr phasengleich sind.

Das Zuführrohr 51 bestimmt den Druckabfall. Die Geschwindigkeit am Ende des Zuführrohres stellt sich so ein, dass der dynamische Druck des Strahles zusammen mit den Verlusten dem Druckabfall über der Brennkammer entspricht. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Dämpfungsrohr kann im vorliegenden Fall einer Gasturbinenbrennkammer typisch 2 bis 4 m/s betragen bei idealer

Auslegung. Sie ist also sehr klein im Vergleich zur Schwingungsamplitude, was bedeutet, dass die Luftteilchen sich im Dämpfungsrohr pulsierend vorwärts und rückwärts bewegen. Dennoch wird nur gerade soviel Luft durchströmen lassen, dass ein nennenswertes Aufheizen des Resonators vermieden wird. Eine Aufheizung durch Strahlung aus dem Bereich der Brennkammer hätte zur Folge, dass die Frequenz nicht stabil bleibt. Die Durchspülung soll deshalb lediglich die eingestrahlte Wärmemenge abführen.

Entscheidend für die Stabilisierung einer thermoakustischen Schwingung ist der Ort der Dämpfung. Stärkste Anfachung tritt dann auf, wenn die Reaktionsrate und die Druckstörung in Phase schwingen. Die stärkste Reaktionsrate tritt in der Regel in der Nähe des Zentrums der Verbrennungszone auf. Deshalb wird auch dort die höchste Reaktionsratenschwankung sein, falls eine solche stattfindet. Als günstig wirkt sich hierbei die vorliegende Anordnung der Dämpfer am radial äusseren respektiv inneren Ende der Frontsegmente aus, da auf diese Art der jeweilige Dämpfer sich inmitten von drei Brennern befindet.

Das Gehäuse des Helmholtzdämpfers ist vom Kopfraum 49 her mittels eines hohlen Gewindezapfens 55 in dem jeweiligen Frontsegment 31 eingeschraubt. Das in das Volumen 50 hineinragende Dämpfungsrohr 52 ist austauschbar ausgebildet. Hierzu durchdringt es den hohlen Gewindezapfen vom Brennraum her und ist im Frontsegment mittels eines Bajonettverschluss 53 eingeklinkt. Federmittel 54 sorgen für einen kraftschlüssigen Anschlag des Bajonettverschluss am Frontsegment.

Anlässlich der Inbetriebnahme der Brennkammer wird bei mit Blindflanschen verschlossenen Helmholtzdämpfern das Frequenzspektrum gemessen. Anhand der zu dämpfenden Schwingung lässt sich bei vorgegebenem Dämpfungsvolumen die erforderliche Länge und Innendurchmesser der Dämpfungsrohre errechnen. Die derart ermittelten Rohre werden in der Folge bei abgestellter Brennkammer montiert. Es versteht sich, dass auf diese Weise auch mehrere kritische Schwingungen verschiedener Frequenz durch den Einbau von unterschiedlichen Dämpferrohren gedämpft werden können.

Um nun von aussen zu den Helmholtzdämpfern zu gelangen, müssen die in der Regel gekühlten Wandungen des Verbrennungsraumes mit einem Mannloch versehen sein. Diese Wandungen sind im vorliegenden Fall von besonderer Art, um die Kühlung nicht zu beeinträchtigen.

Das thermisch hochbelastete Brennkammerinnere ist nämlich in zwei Zonen unterteilt, deren Wandungen auf unterschiedliche Art gekühlt werden.

Eine stromabwärts liegende und in den Turbineneintritt mündende Sekundärzone 32 ist von einem doppelwandigen Flammrohr begrenzt. Es besteht sowohl an seinem Innenring 33 als auch an seinem Aussenring 34 aus einer flanschlosen, geschweissten Blechkonstruktion, welche über nicht-gezeigte Distanzstücke zusammengehalten ist. Beide Ringe 33 und 34 sind an ihrem turbinenseitigen Ende offen und bilden dort den Eintritt für die Kühlluft. Der Ringraum 35 zwischen der Doppelwand des Aussenringes 34 bezieht die Luft direkt aus dem Sammelraum 15, wie aus Fig. 1 erkennbar ist. Unter Ausübung einer effizienten Konvektionskühlung strömt die Luft im Gegenstrom zur Brennkammerströmung in Richtung Primärzone 36. Der Ringraum 37 zwischen der Doppelwand des Innenringes 33 wird mit Luft aus einem Nabendiffuser 38 versorgt. Dieser Nabendiffuser, welcher an den Verdichterdiffuser 22 anschliesst, wird begrenzt einerseits von einer Trommelabdeckung 24 und andererseits von einer Ringschale 39. Letztere ist über nicht dargestellte Rippen mit der Trommelabdeckung 24 verbunden. Auch in diesem Ringraum 37 strömt die Luft im Gegenstrom zur Brennkammerströmung in Richtung Primärzone 36.

Die Kühlung der hochbelasteten Primärzonen-Wandungen wird nun mittels einzeln gekühlter Kühlsegmente 40 durchgeführt. Diese in Umfangsrichtung und in Axialrichtung aneinandergereihten Kühlsegmente bilden über die ganze axiale Erstreckung der Primärzone 36 deren strömungsbegrenzende Wandung. Die Einzelkühlung hat den Vorteil des geringen Druckabfalls.

Die thermisch hochbelasteten Kühlsegmente 40 bestehen aus einer hochwarmfesten Präzisionsgusslegierung. Sie sind in Umfangsrichtung mit je zwei mit Tragzacken versehenen Füßen 42 in entsprechenden Nuten in einer Tragstruktur eingehängt, ähnlich wie beispielsweise Leitschauelfüße in Schaufelträgern befestigt sind. Ebenfalls ähnlich wie Schaufelträger besteht diese Tragstruktur, im folgenden Segmentträger 43 genannt, aus zwei gegossenen Halbschalen mit horizontaler Trennebene und nichtgezeigten Prätzen, mit welchen sie im Turbinengehäuse abgestützt ist.

In axialer Richtung sind auf diese Weise drei solche Kühlsegmente nebeneinander angeordnet (Fig. 2). In Umfangsrichtung entspricht die Anzahl nebeneinandergereihter Kühlsegmente 40 der Anzahl Frontsegmente 31, so dass jedem Frontsegment und dem der Wand nächstliegendem Brenner 20 ein Kühlsegment zugeordnet ist (Fig. 3).

Die Anspeisung eines Kühlsegmentes mit Kühlluft erfolgt über eine radialgerichtete Öffnung 46, welche den Segmentträger 43 durchdringt und den Sammelraum 15 mit einem in Umfangsrichtung liegenden Ende der Kühlkammer 44 verbindet. Am gegenüberliegenden Ende dieser gleichen Kühl-

kammer befindet sich die Auslassöffnung 47 im Segmentträger. Sowohl die Öffnung 46 als auch die Auslassöffnung 47 können entweder Einzelbohrungen oder Langlöcher sein, die sich in Axialrichtung über einen Grossteil der Segmentbreite erstrecken.

Die Auslassöffnung 47 mündet in einen Kanal 48, der den Segmentträger 43 in seiner ganzen axialen Erstreckung durchdringt und beidseitig offen ist. Turbinenseitig öffnet er gegen den Ringraum 35 zwischen der Doppelwand des Aussenringes 34. Wie in Fig. 2 schematisch angedeutet, ist dieser Aussenring am Segmentträger angeflanscht, wobei die Kontur der Innenwand an die Kontur der Kühlsegmente angepasst ist. Brennerseitig öffnet der Kanal 48 gegen einen Kopfraum 49, welcher von der Abdeckung 30, und den Frontsegmenten 31 begrenzt ist. Die Abdeckung 30 ist ebenfalls am Segmentträger 43 angeflanscht.

Diese axialen Kanäle 43, von denen je einer einem Segment in Umfangsrichtung zugeordnet ist, dienen somit der gemeinsamen Führung der Segment-Kühlluft und der die Sekundärzone beaufschlagenden Kühlluft.

Zur Kühlung der inneren Wandung der Primärzone werden die gleichen Massnahmen getroffen, wie dies in Fig. 3 anhand der Kühlsegmente 140 angedeutet ist.

In den Fig. 2 und 3 ist nunmehr dargestellt, wie der Zugang in das Brennkammerinnere und insbesondere zu den Dämpfungsrohren der Helmholtzresonatoren ermöglicht ist. Ein sich über mehrere Kühlsegmente erstreckender, das obengenannte Mannloch bildender Teil 143 der oberen Hälfte des Segmentträgers 43 ist zusammen mit den darin eingehängten Kühlsegmenten 40 herausnehmbar gestaltet. Dieser lösbbare Teil 143 des Segmentträgers umfasst in Umfangsrichtung und in Axialrichtung je zwei Kühlsegmente 40 (in den Fig. 2 und 3 schraffiert dargestellt). Mittels einem allseits herausragendem Bügel 45 ist der das Mannloch verschliessende Teil 143 mit dem Segmentträger 43 verschraubt. Es versteht sich, dass ein der Grösse des Mannlochs entsprechender Teil des Turbinengehäuses 13 ebenfalls geöffnet werden muss und demzufolge als Abschlussdeckel 113 gestaltet ist.

#### Bezugszeichenliste

50	1	Gasturbine
	2	Verdichter
	3	Brennkammer
	10	Maschinenachse
	11	Rotor
55	12	Schaufelträger
	13	Turbinengehäuse
	113	Abschlussdeckel von 13
	14	Abgasgehäuse

15	Sammelraum
20	Brenner
21	Helmholtzdämpfer
22	Diffusor von 2
23	
24	Trommelabdeckung
25	
26	Teilkörper von 20
27	Teilkörper von 20
28	tangentialer Schlitz
29	Brennstoffdüse
30	Abdeckung
31	Frontsegment
32	Sekundärzone
33	Innenring von 32
34	Aussenring von 32
35	Ringraum von 34
36	Primärzone
37	Ringraum von 33
38	Nabendiffusor
39	Ringschale
40, 140	Kühlsegment
42	Fuss
43	Segmentträger
143	lösbarer Teil von 43
44	Kühlkammer
45	Bügel
46	Öffnung
47	Auslassöffnung
48	Kanal
49	Kopfraum
50	Resonanzvolumen
51	Zuführrohr
52	Dämpfungsrohr
53	Bajonettverschluss
54	Federmittel
55	hohler Gewindezapfen

#### Patentansprüche

1. Gasturbinenbrennkammer mit einem ringförmigen Verbrennungsraum (32, 36), dessen Wandungen sich vom Brennkammereintritt bis zum Eintritt der Gasturbine (1) erstrecken, und bei der der Brennkammereintritt mit einer Mehrzahl von in Umfangsrichtung gleichmässig verteilten Brennern (20) bestückt ist, die an einer Frontplatte befestigt sind, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich der Brenner (20) gespülte, aus Zuführrohr (51), Resonanzvolumen (50) und Dämpfungsrohr (52) bestehende Helmholtzdämpfer (21) angeordnet sind.
2. Gasturbinenbrennkammer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsrohre (52) in den Helmholtzdämpfern (21) austauschbar gestaltet sind, wozu die Wandungen

des Verbrennungsraums mit einem Mannloch versehen sind.

3. Gasturbinenbrennkammer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Frontplatte aus mehreren mehreren in Umfangsrichtung zu einem Kreisring aneinandergereihten Frontsegmenten (31) besteht, dass je zwei Brenner (20) radial übereinanderliegend auf einem Frontsegment (31) befestigt sind, und dass die Brenner von jeweils benachbarten Frontsegmenten in der Radialen gegeneinander versetzt sind, wobei die Helmholtzdämpfer (21) auf der einen Hälfte der Frontsegmente radial oberhalb der Brenner und auf der anderen Hälfte der Frontsegmente radial unterhalb der Brenner angeordnet sind.

4. Gasturbinenbrennkammer nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,

- dass in einer Primärzone (36) des Verbrennungsraums eine Mehrzahl von einzeln gekühlten Kühlsegmenten (40) die strömungsbegrenzende Wandung bilden, wobei die Kühlsegmente in einem aus zwei Halbschalen mit horizontaler Trennebene bestehendem Segmentträger (43) eingehängt sind, welcher Segmentträger die äussere Begrenzung der Primärzone gegen einen die verdichtete Brennlufte führenden Sammelraum (15) bildet,
- dass eine stromabwärts liegende Sekundärzone (32) von einem doppelwandigen Flammrohr (33, 34) begrenzt ist, dessen turbinenseitiges Ende offen ist und den Eintritt für die Kuhlluft der Sekundärzone bildet,
- und dass die Kuhlluft aus der Primärzone (36) und aus der Sekundärzone (32) gemeinsam dem Brennereintritt zugeführt werden, wozu im Segmentträger (43) mit dem Brennereintritt kommunizierende axiale Kanäle (48) angeordnet sind,
- und dass ein sich über mehrere Kühlsegmente erstreckender, das Mannloch bildende Teil (143) der oberen Hälfte des Segmentträgers (43) mit den darin eingehängten Kühlsegmenten (40) lösbar gestaltet ist.

5. Gasturbinenbrennkammer nach Anspruch 4,
  - dass in Umfangsrichtung die Anzahl der aneinandergereihten Kühlsegmente (40) der Anzahl Frontsegmente (31) entspricht und dass in Axialrichtung mindestens drei Kühlsegmente nebeneinander angeordnet sind,

- und dass der lösbare Teil (143) des Segmentträgers (43) in Umfangsrichtung und in Axialrichtung je zwei Kühlsegmente umfasst.

5

10

15

20

25

30

35

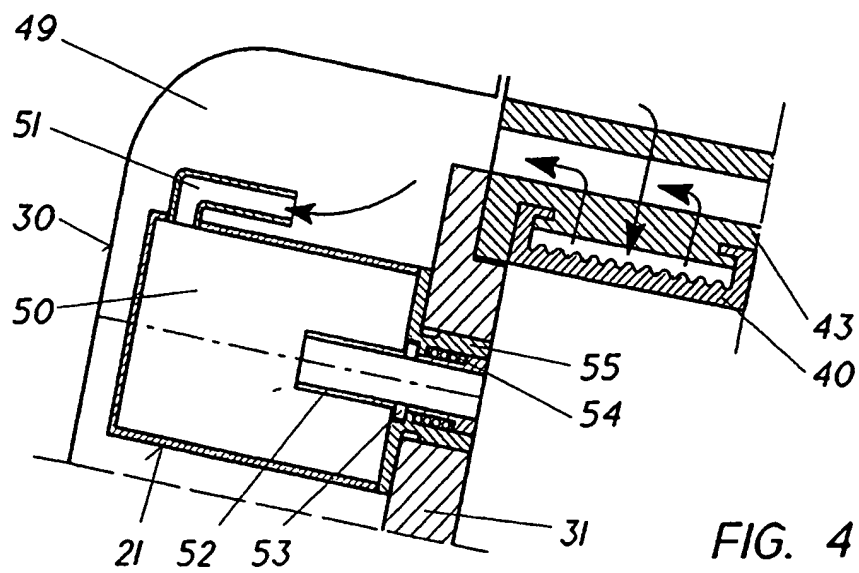
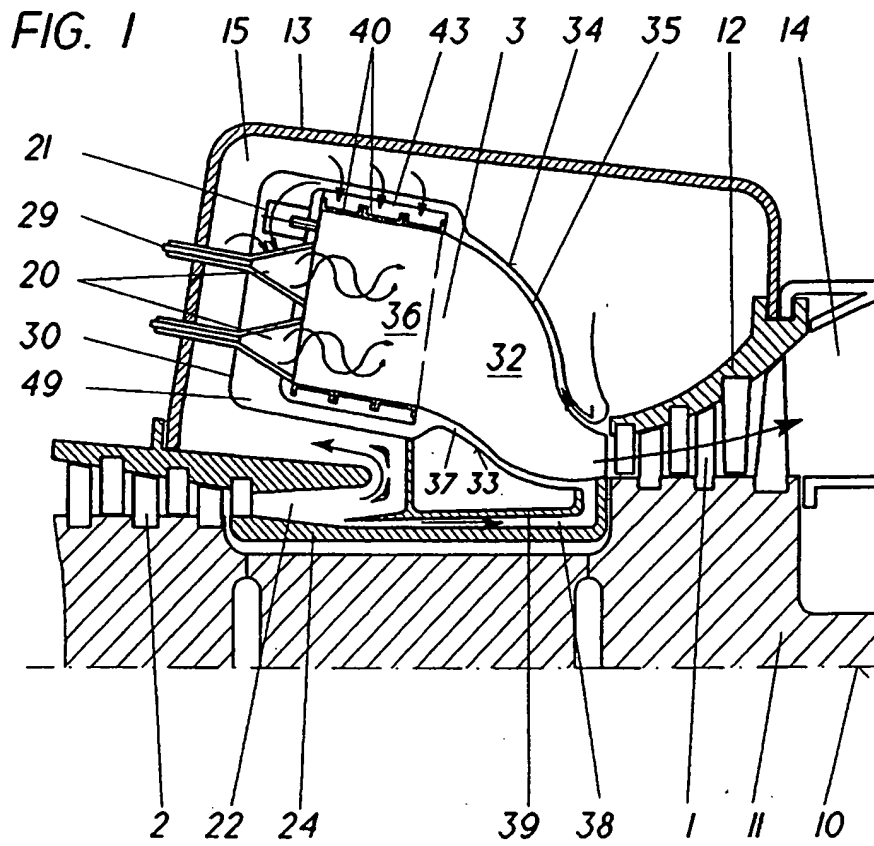
40

45

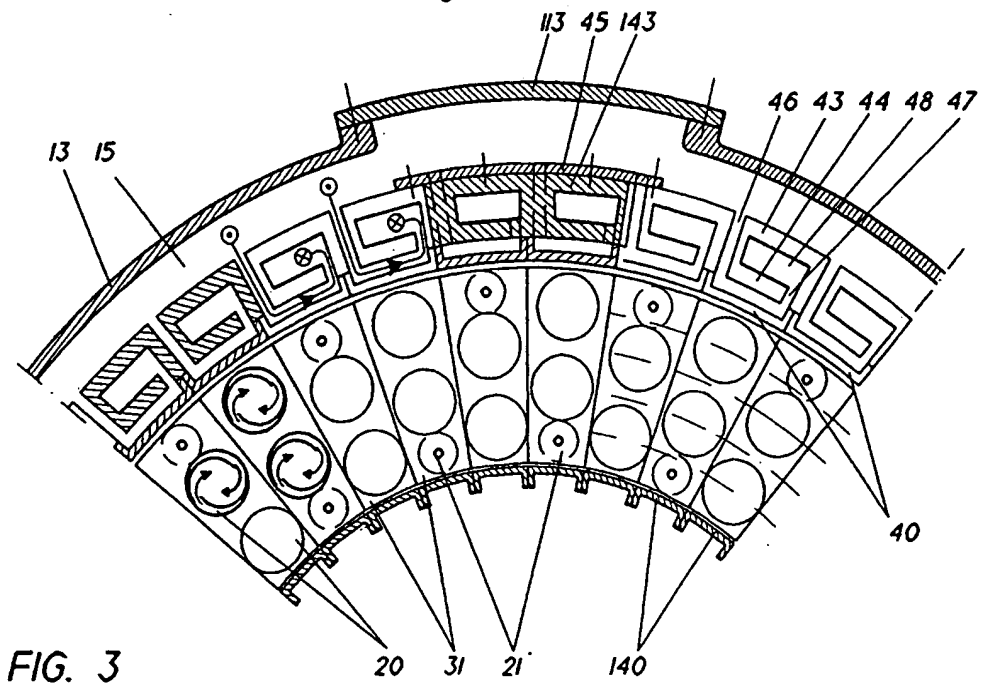
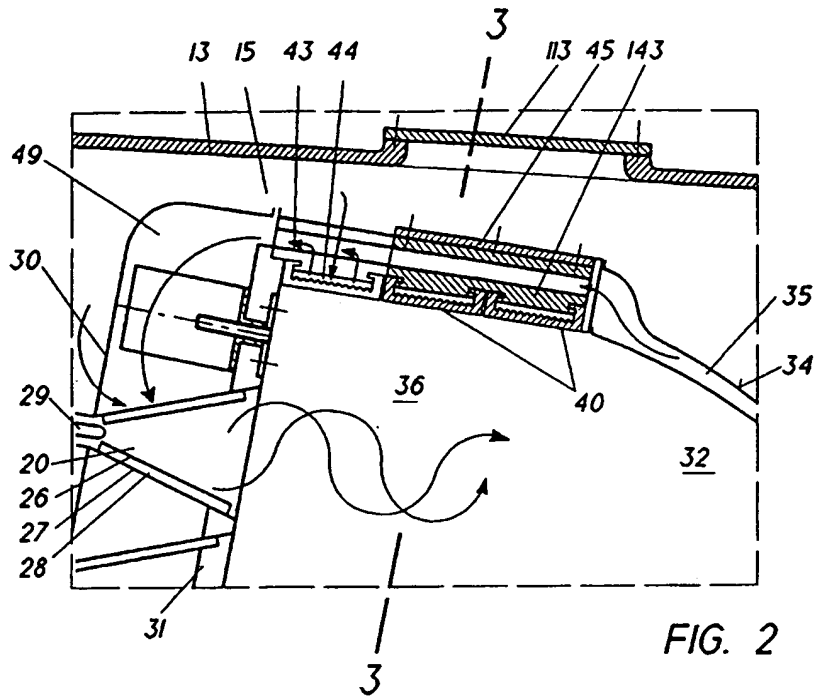
50

55

7









Europäisches  
Patentamt

## EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 92 11 9124

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
A	US-A-2 881 337 (SCHENECTADY) * das ganze Dokument * ---	1	F23R3/02 F23M13/00
A	FR-A-2 570 129 (MESSERSCHMITT-BÖLKOW-BLOHM GMBH) * das ganze Dokument * ---	1	
A	US-A-4 012 902 (SCHIRMER) * Anspruch 1; Abbildungen 1,5 * -----	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			F23R F23M F23D G10K
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenamt DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 19 APRIL 1993	Prüfer J. Serrano Galarraga
<b>KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE</b>			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentsdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument A : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	